

# Progettazione acustica di trasmissioni meccaniche

IN QUESTO ARTICOLO SONO PRESENTATI I PRINCIPALI CONCETTI INERENTI LA PROGETTAZIONE ACUSTICA DELLE TRASMISSIONI MECCANICHE. DOPO UNA INTRODUZIONE DI BASE SULLE SCALE DI PESATURA, SI PRESENTA IL CALCOLO DELLE FREQUENZE DI INGRANAMENTO, DELL'ERRORE DI TRASMISSIONE (MTE ED LTE), DELLA RIGIDEZZA DI INGRANAMENTO MEDIANTE LA FORMULAZIONE DI WEBER/BANASCHEK E LA FORMULA DI MASUDA PER LA STIMA DELLA RUMOROSITÀ DI UN INGRANAMENTO. È INFINE MOSTRATO L'EFFETTO DELLE MODIFICHE DI PROFILO SULL'ERRORE DI TRASMISSIONE PER UNA COPPIA DI INGRANAGGI A DENTI DRITTI, CALCOLATA MEDIANTE IL SOFTWARE KISSOFT

La progettazione acustica delle trasmissioni meccaniche è un tema spesso trascurato e tuttavia di grande importanza. A causa della crescente enfasi sulle regolamentazioni e di un aumento delle esigenze da parte dei clienti in svariati settori industriali (si pensi ad esempio alle trasmissioni per autoveicoli a trazione elettrica), l'attenzione alla progettazione acustica delle trasmissioni meccaniche è cresciuta negli ultimi anni. Il tema è intrinsecamente complesso e l'acronimo anglofono NVH, oggi universalmente utilizzato in svariati ambiti, ne sintetizza le principali caratteristiche: Rumorosità (Noise), Vibrazione (Vibration) e Comfort Acustico (Harshness). Nella maggior parte dei casi, il rumore degli ingranaggi che si originano nell'ingranamento sono dovuti all'azione imperfetta (non coniugata) delle ruote dentate. Tale azione imperfetta si traduce in forze dinamiche sui denti che si trasmettono per via strutturale tramite i cuscinetti e gli alberi alle pareti della carcassa. Le vibrazioni delle pareti della carcassa, si traducono in onde di pressione sonora (propagazione aerea) che giungono all'orecchio dell'uditore [1]. L'orecchio umano filtra il suono come fenomeno fisico (oscillazione delle molecole d'aria) adattandolo alle capacità del cervello umano, trasformandolo in ciò che noi conosciamo come suono a livello percettivo (sensazione psicoacustica). Sulla base del flusso di energia acustica e di vibrazione, svariati approcci sono possibili per ridurre il rumore degli ingranaggi [1]:

1. Ridurre l'eccitazione all'ingranamento;
2. Ridurre i percorsi di trasmissione delle azioni dinamiche e delle vibrazioni tra l'ingranamento e la carcassa;
3. Ridurre l'efficienza di radiazione acustica della carcassa.

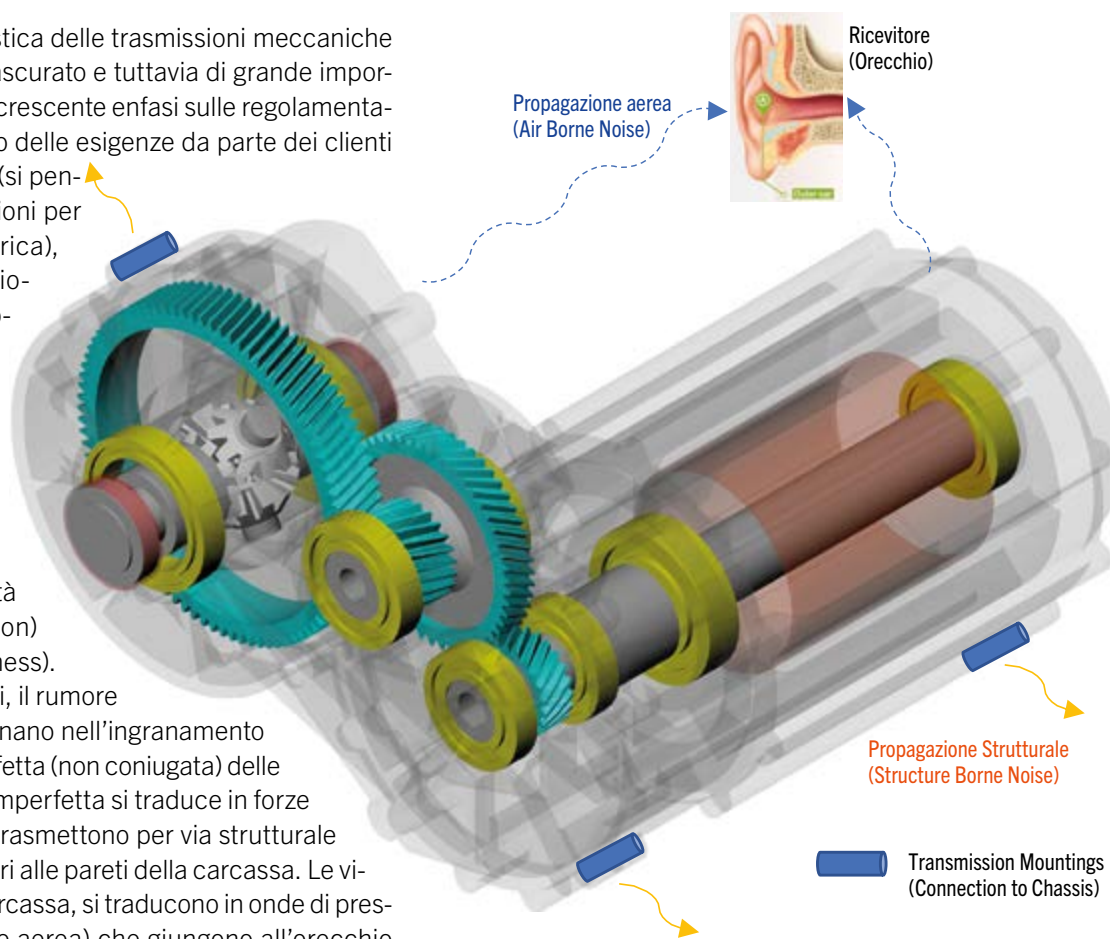


Fig. 1 - Propagazione strutturale ed aerea del rumore

In questo articolo sono presentati i fondamenti teorici della progettazione acustica di una trasmissione meccanica. Nella prima parte si introducono i concetti fondamentali di livello di pressione sonora (SPL) e scale di pesatura; nella seconda parte è presentata una disamina delle cause di rumorosità di un ingranaggio, introducendo il calcolo della rigidità di ingranamento secondo Weber-Banaschek, il calcolo dell'errore

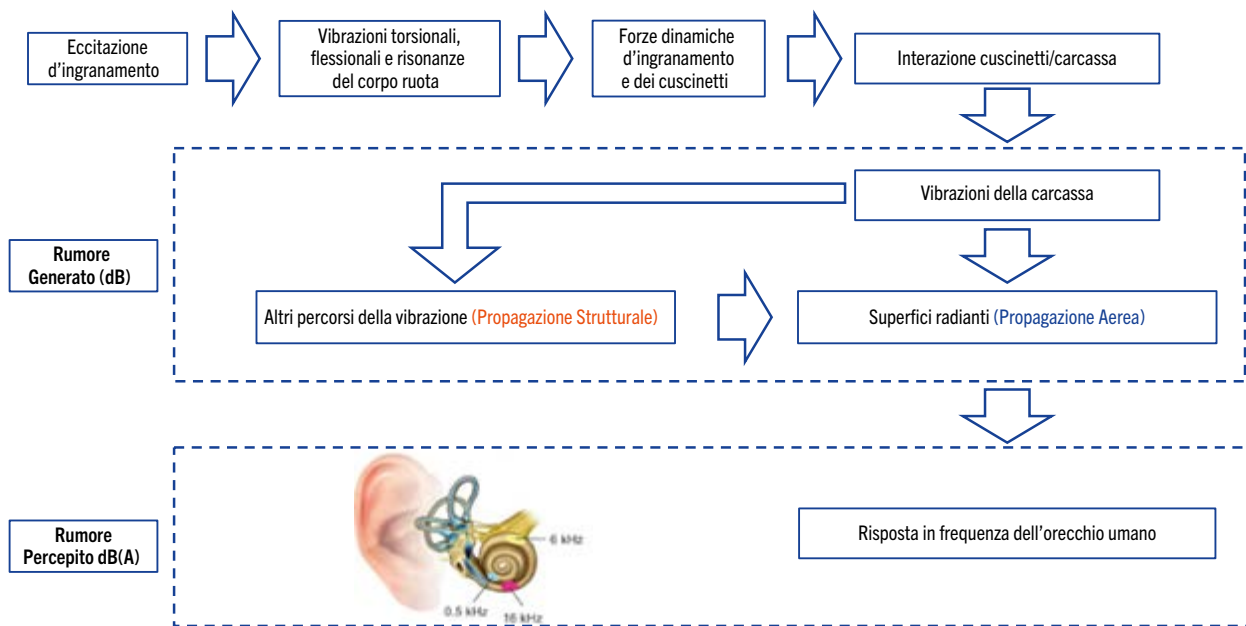


Fig. 2 - Percorsi di trasmissione del rumore

di trasmissione e la formulazione semi-analitica di Masuda per la predizione del rumore di ingranaggi metallici. La terza sezione è infine dedicata alle tecniche di riduzione della rumorosità di una trasmissione.

### Livello di pressione sonora e scale di pesatura

In fisica, un'onda è una perturbazione che si propaga nello spazio e può trasportare energia da un punto all'altro tramite la variazione di una grandezza fisica. L'onda sonora è un particolare tipo di onda in cui la perturbazione è la variazione di pressione indotta dal corpo vibrante nel mezzo (di solito l'aria). Tale variazione di pressione è in grado di propagarsi nel mezzo come una successione di rarefazioni e condensazioni (cioè variazioni di densità) [6]. Poiché il suono è un'onda, per esso si può definire una grandezza fisica che misura la quantità di energia trasportata dall'onda, che passa attraverso una sezione di area unitaria nell'unità di tempo; essa si misura pertanto in  $[W/m^2]$ . Tale grandezza fisica è denominata intensità sonora; a livello percettivo essa è determinante per cogliere quello che chiamiamo il volume del suono.

### Le intensità udibili

Si definisce soglia di udibilità la minima intensità  $I_{min}$  che l'orecchio umano è in grado di percepire; tale valore varia da individuo a individuo e dipende dalla frequenza del suono ascoltato. In genere si usa riferirsi ad un valore convenzionale  $I_{min}$ , ottenuto mediante la soglia di udibilità di molti individui per un suono puro di frequenza 1000 Hz; il valore di tale soglia vale  $I_{min}=10^{-12} W/m^2$ . All'altro estremo del campo di intensità udibile si trova la soglia del dolore  $I_{max}$ , cioè la massima intensità sonora che l'orecchio umano è in grado di percepire e oltre la quale il suono viene sostituito da una sensazione di dolore;  $I_{max}=1 W/m^2$  (mille miliardi di volte ( $10^{12}$ ) più grande della soglia di udibilità,  $I_{max}=10^{12}I_{min}$ ). Il campo di variazione delle intensità sonora è estremamente ampio (occupa 12 ordini di grandezza).

Questa grande variabilità, assieme al fatto che l'orecchio è sensibile alle variazioni di pressione e non al valore assoluto del-

la pressione stessa, determina la scelta di esprimere la misura dell'intensità del suono mediante una scala logaritmica. Si definisce perciò il livello di intensità sonora come:

$$l = 10 \log_{10} \left( \frac{I}{I_{min}} \right), \text{ dove } I_{min} = 10^{-12} W/m^2.$$

Il livello di intensità sonora è dunque un numero puro (quantità adimensionale), al quale si attribuisce però, unità di misura: il decibel (da A.G. Bell, scienziato statunitense) il cui simbolo è il dB. Dalla definizione di intensità sonora seguono le seguenti considerazioni:

- Il valore di intensità relativo alla soglia di udibilità vale proprio 0 dB. Sostituendo infatti ad  $I$  il valore  $I_{min}=10^{-12} W/m^2$  otteniamo naturalmente:

$$l_{min} = 10 \log_{10} \left( \frac{I_{min}}{I_{min}} \right) = 10 \log_{10} 1 = 0 \text{ dB}$$

- Il valore di intensità relativo alla soglia del dolore vale 120 dB. Sostituendo infatti ad  $I$  il valore  $I_{max}=1 W/m^2$  si ottiene:

$$l_{max} = 10 \log_{10} \left( \frac{I_{max}}{I_{min}} \right) = 10 \log_{10} \left( \frac{10^{12} I_{min}}{I_{min}} \right) = 10 \log_{10} 10^{12} = 120 \text{ dB}$$

- Un aumento di 3 dB nell'intensità di un suono corrisponde circa al raddoppio della sua intensità, e una diminuzione di 3 dB corrisponde ad un'intensità quasi dimezzata. Infatti, dati due livelli  $l_1$  e  $l_2$  tali che  $l_1 - l_2 = 3$  dB, significa che

$$10 \log_{10} \left( \frac{I_1}{I_0} \right) - 10 \log_{10} \left( \frac{I_2}{I_0} \right) = 10 \log_{10} \left( \frac{I_1}{I_2} \right) = 3$$

da cui si ottiene:

$$\frac{I_1}{I_2} = 10^{0.3} = 1.995 \approx 2$$

Si riporta in Figura 3 una tabella per la conversione tra i valori di un livello misurato in dB, e il corrispondente valore del rapporto  $I/I_0$ .

livello di l in dB	rapporto $I/I_0$
-20 dB	1/100
-10 dB	1/10
-9 dB	circa 1/8
-6 dB	circa 1/4
-3 dB	circa 0.5
-1 dB	circa 0.8
1 dB	circa 1.25
3 dB	circa 2
6 dB	circa 4
9 dB	circa 8
10 dB	10
20 dB	100

Fig. 3 - Tabella per la conversione tra i valori di un livello misurato in dB e il corrispondente valore del rapporto  $I/I_0$

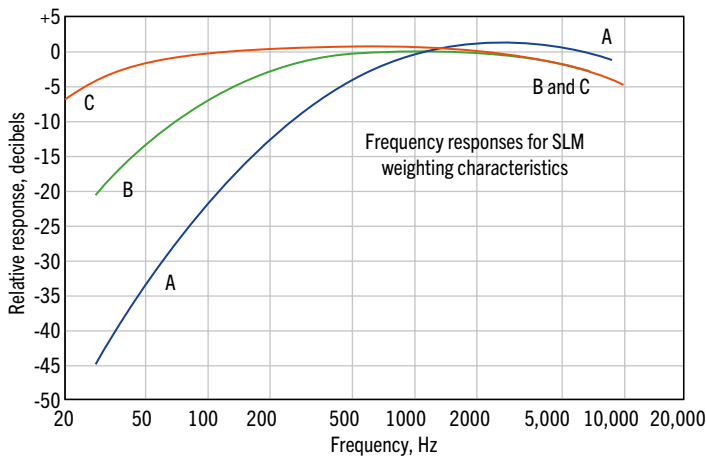


Fig. 4 - Scale di pesatura A, B, C [5]

## Le scale di pesatura

L'intensità sonora  $I^{(dB)}$  è una grandezza fisica, che oggettivamente misura il flusso di energia trasportata dall'onda sonora. Tale grandezza non descrive correttamente però l'intensità percepita (loudness), in quanto essa dipende in modo decisivo dalla frequenza del suono ed in misura minore dal timbro.

L'intensità percepita presenta un legame complesso con l'intensità sonora; per descriverla adeguatamente si è pensato di ricorrere alla rappresentazione mediante curve isofoniche che riportano, al variare della frequenza, il luogo geometrico dei punti per i quali l'intensità percepita è costante. Tali curve sono comunemente chiamate scale di pesatura A, B, C; l'intensità sonora filtrata in accordo a tali curve è definita rispettivamente dB(A), dB(B) e dB(C). Le curve di pesatura A, B e C costituiscono dei filtri che adeguano l'intensità sonora misurata in dB alla risposta dell'orecchio umano rispettivamente per suoni di intensità inferiore a 55 dB (scala A), compresa tra 55 dB e 85 dB (scala B) e superiore a 85 dB (scala C). La curva di pesatura A è comunque generalmente utilizzata per la misurazione di intensità sonore sino a 115 dB, per via delle normative OSHA [5] (Figura 4). Si noti come la scala di pesatura A, comunemente utilizzata per l'analisi della rumorosità delle trasmissioni, attenua in maniera importante le basse frequenze: un suono a frequenza di 95 Hz è attenuato di circa 20 dB (100 volte).

## Il rumore degli ingranaggi

La maggior parte del rumore degli ingranaggi è caratterizzato da componenti aventi frequenza pari a quella d'ingranamento e suoi multipli e da modulazioni della frequenza di ingranamento (bande laterali). È mostrato in Figura 5a il calcolo delle frequenze primarie per un riduttore a due stadi, dove  $N_{1,2,3}$  sono le velocità degli alberi in [rpm],  $f_{s1,2,3}$  sono le frequenze di rotazione degli alberi in [Hz],  $f_{m1,2,3}$  sono le frequenze d'ingranamento e  $Z_{1,2,3,4}$  il numero di denti delle ruote. Le armoniche si verificano a multipli interi della frequenza d'ingranamento, cioè la seconda armonica è a  $2f_m$ , la terza armonica è a  $3f_m$ , ecc. Le bande laterali si possono verificare attorno sia alla frequenza d'ingranamento sia alle sue armoniche e, comunemente, hanno un passo pari alla frequenza dell'albero. Le equazioni per determinare le bande laterali (side-bands) sono le seguenti [1]:  $f_{sb} = f_m \pm n f_{s1}$ ,  $f_m \pm n f_{s2}$ ,  $2f_m \pm n f_{s1}$ ,  $2f_m \pm n f_{s2}$ , ecc. Svariate ulteriori frequenze caratterizzano l'ingranamento degli ingranaggi, si vedano le referenze [3] e [4] per approfondimenti. I seguenti elementi sono stati indicati come eccitazioni del rumore degli ingranaggi alla frequenza di ingranamento: variazioni della rigidità di ingranamento, errori di trasmissione, urti tra i denti all'inizio del contatto. La variazione della frequenza di ingranamento può essere d'aiuto nell'evitare condizioni di risonanza [1]; mediante simulazioni multi-body a corpi flessibili è possibile diagnosticare e risolvere preventivamente questo tipo di problema [8].

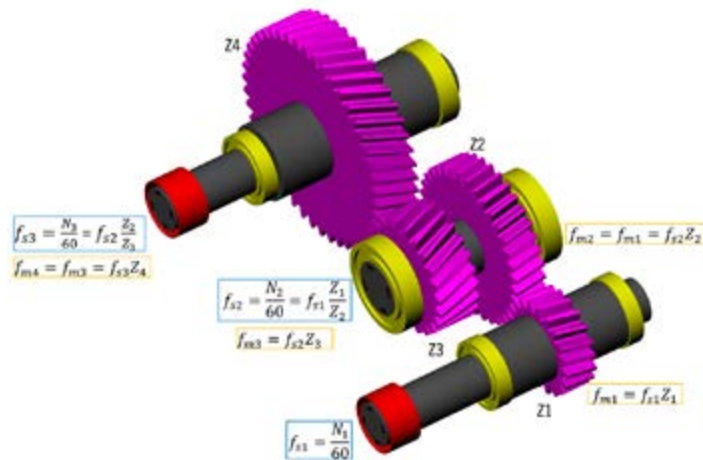


Fig. 5a - Calcolo delle frequenze di ingranamento per un riduttore bi-stadio

## Rigidità di ingranamento

La rigidità di ingranamento è il rapporto tra la forza tangenziale lungo la retta di azione e la deflessione del dente lungo la

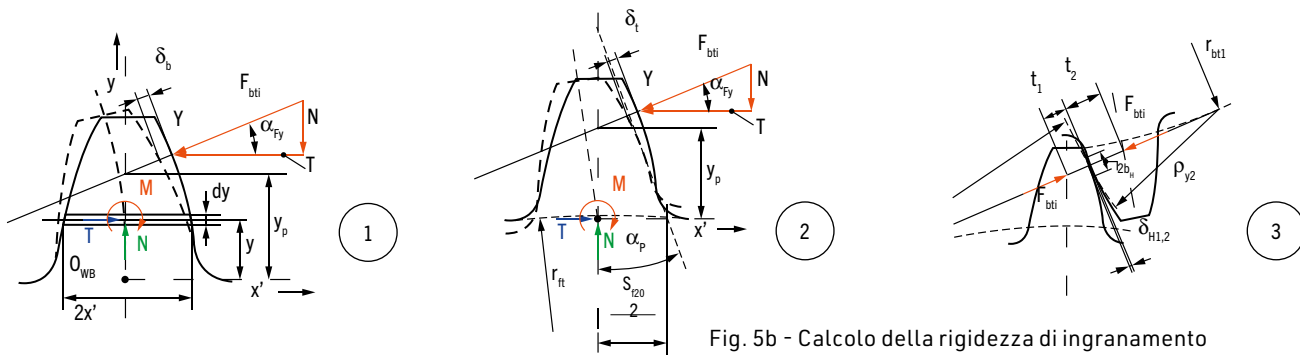


Fig. 5b - Calcolo della rigidità di ingranamento

stessa retta; essa, pertanto, varia al variare della posizione angolare dei denti nel ciclo d'ingranamento [1]. Per un ingranaggio cilindrico a denti dritti, con rapporto di ricoprimento trasversale  $e_\alpha < 2$ , il contatto si alterna tra una coppia e due coppie di denti in presa; ciascun dente può intuitivamente essere pensato come una molla. La rigidità di ingranamento si alterna tra la rigidità di una coppia di molle e la rigidità di due coppie di molle in parallelo; in altri termini la rigidità cambia alternativamente di un fattore 2 con la rotazione della ruota [1]. La teoria formulata da Weber e Banaschek nel 1953 fornisce una rappresentazione analitica dell'ingranamento sotto carico ed un modello matematico della rigidità di ingranamento. Secondo questa teoria, in riferimento ad un ingranaggio costituito da una coppia di ruote cilindriche a denti dritti, il carico trasversale nominale agente sui denti durante l'ingranamento genera su di essi una deformazione complessiva che risulta essere la somma di tre diverse componenti, indicate in Figura 5b:

1. Flessione:  $\delta_b$
2. Inclinazione:  $\delta_t$
3. Schiacciamento Hertziano:  $\delta_H$

La componente di deformazione  $\delta_b$  rappresenta la flessione del dente, calcolata considerando il dente come incastrato su un corpo infinitamente rigido. La componente di inclinazione  $\delta_t$  rappresenta la deformazione della base del dente (corpo ruota) ottenuta considerando il dente infinitamente rigido. Analiticamente tali termini rappresentano l'energia di deformazione del momento flettente  $M$ , della forza normale  $N$  e della forza di taglio  $T$  originati dalla scomposizione della forza  $F_{bt1}$  nei rispettivi sistemi di riferimento. Per ricavare l'espressione di tale energia si applica il teorema di Castigliano alle due diverse configurazioni, ottenendo le seguenti espressioni:

$$\delta_b = \frac{F_{bt1}}{b} \cdot \cos^2(\alpha_{Fy}) \cdot \frac{1-v^2}{E} \cdot \left[ 12 \int_0^{y_p} \frac{(y_p - y)}{(2x')^3} dy + (\tan^2(\alpha_{Fy}) + \frac{2.4}{1-v} \cdot \int_0^{y_p} \frac{dy}{2x'} \right]$$

$$\delta_t = \frac{F_{bt1}}{b} \cdot \cos^2(\alpha_{Fy}) \cdot \frac{1-v^2}{E} \cdot \left[ \frac{18}{\pi} \cdot \frac{y_b^2}{s_{f20}^2} + \frac{2(1-2v)}{1-v} \cdot \frac{y_b}{s_{f20}} + \frac{4.8}{\pi} \left( 1 + \frac{1-v}{2.4} \tan^2(\alpha_{Fy}) \right) \right]$$

La terza componente della deformazione  $\delta_H$  descrive lo schiacciamento dei due denti secondo la teoria di Hertz. In particolare, secondo questo modello, la distanza  $t_{1,2}$  a cui corrisponde l'an-

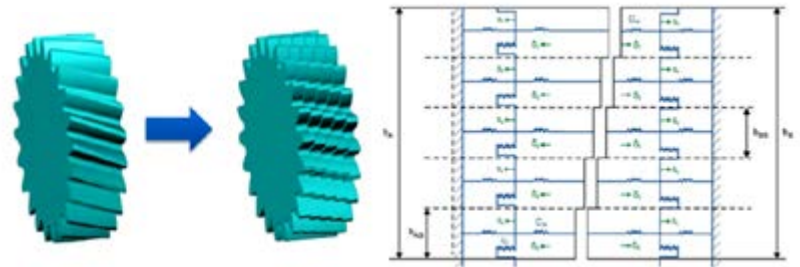


Fig. 5c - Calcolo della cedevolezza complessiva di ingranamento

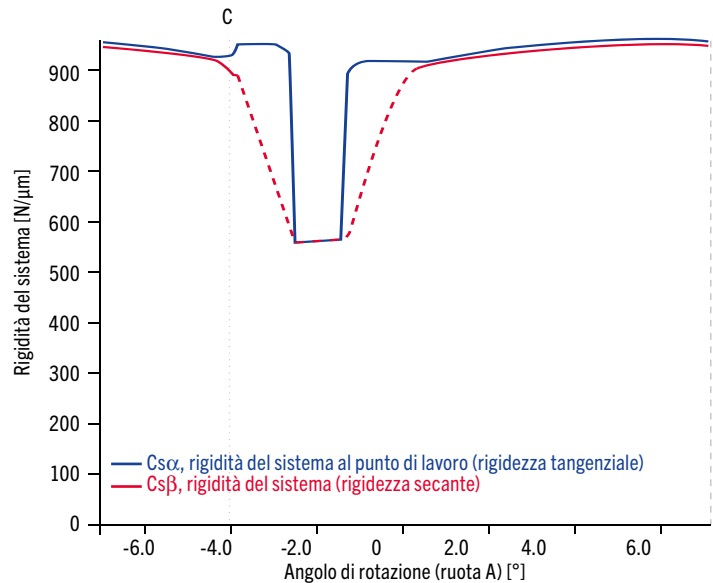


Fig. 6 - Calcolo della rigidità di ingranamento di un ingranaggio a denti dritti (effettuato mediante il software KISSsoft)

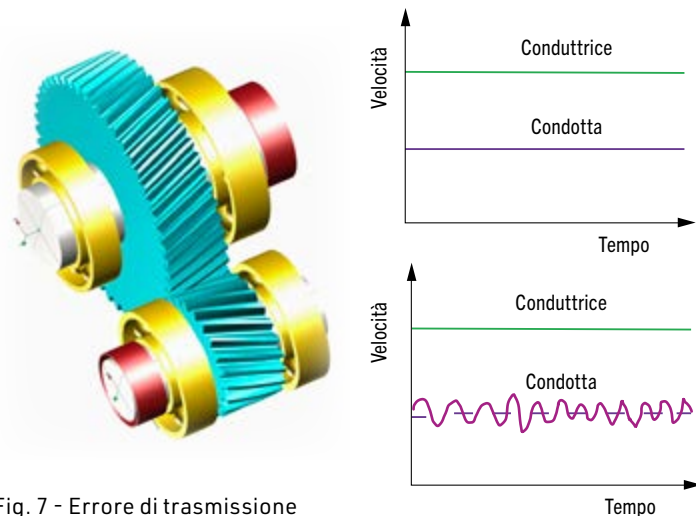


Fig. 7 - Errore di trasmissione

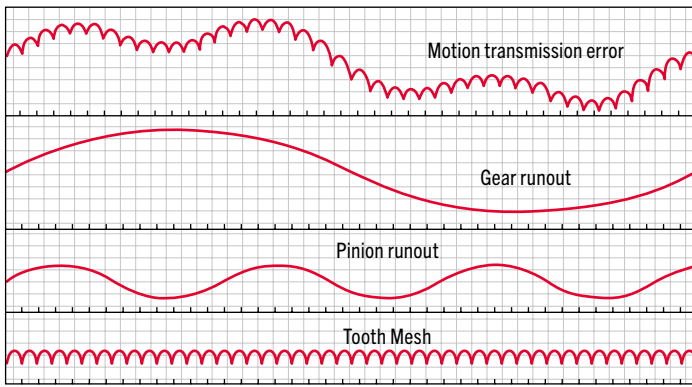


Fig. 8 - Errore di trasmissione di costruzione

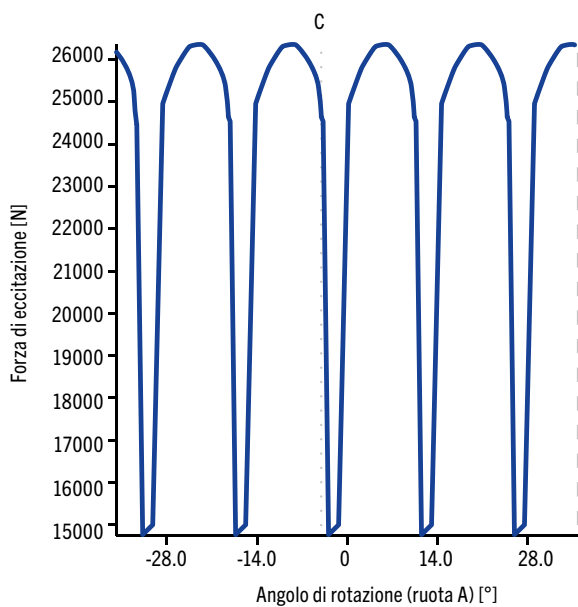
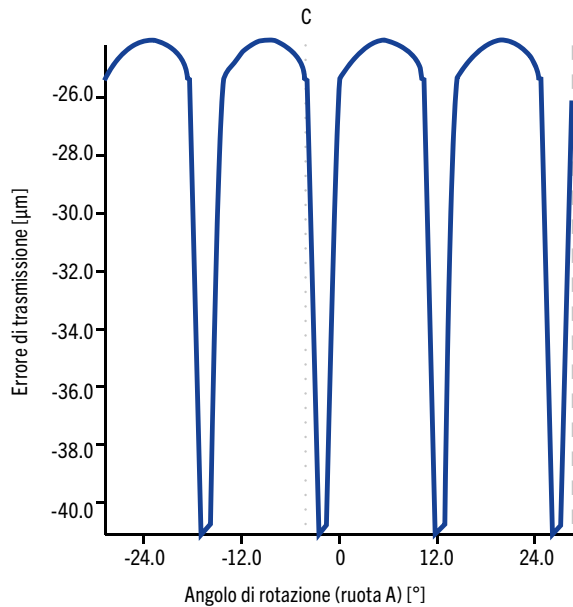


Fig. 9 - Errore di trasmissione sotto carico e forza dinamica d'ingranamento di un ingranaggio a denti dritti (calcolo effettuato mediante il software KISSsoft)

nullamento della deformazione coincide con la distanza che intercorre tra il punto di contatto fra i due denti e il punto di intersezione della linea di azione con l'asse di simmetria del dente.

$$\delta_{H1.3} = \frac{F_{bti}}{\pi b_g} \left| \frac{1-v_1^2}{E_1} \cdot \ln \left( \frac{b_H^2}{4t_1^2} \right) + \frac{v_1(1+v_1)}{E_1} \right| + \frac{F_{bti}}{\pi b_g} \left| \frac{1-v_2^2}{E_2} \cdot \ln \left( \frac{b_h^2}{4t_2^2} \right) + \frac{v_2(1+v_2)}{E_2} \right|$$

La cedevolezza complessiva di ingranamento, sarà quindi data dalla somma delle cedevolezza relative alle singole deformazioni:

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_{b1}} + \frac{1}{C_{b2}} + \frac{1}{C_{t1}} + \frac{1}{C_{t2}} + \frac{1}{C_{H1.2}}$$

ove il pedice <sub>1,2</sub> indica la deformazione rispettivamente di pignone e corona.

L'estensione di tale teoria agli ingranaggi cilindrici a denti elicoidali prevede la suddivisione della larghezza di fascia delle ruote in un dato numero di dischi sottili, il cui comportamento è approssimato a quello di un ingranaggio cilindrico a denti dritti, collegati tra loro mediante rigidità torsionale  $C_c$  definita come:

$$C_c = f \cdot A_{sec}^2 \cdot \frac{C_i + C_{i+1}}{2}$$

dove:

$A_{sec}$  è il numero di dischi sottili;

$f$  è il fattore che tiene conto della relazione tra i due dischi consecutivi, solitamente pari a 0.04;

$C_i$  e  $C_{i+1}$  sono le rigidità totali dei dischi  $i$ -esimo e  $i+1$ -esimo.

È possibile peraltro osservare che la deformazione locale teorica di un  $i$ -esimo disco risulta superiore rispetto alla deformazione reale, poiché nella realtà esiste un'azione di supporto da parte dei dischi vicini, cosa che invece non avviene per le sezioni marginali del dente.

Per approfondimenti sull'argomento si rimanda ai testi citati in bibliografia [7].

La riduzione della rigidità di ingranamento, ottenuta ad esempio riducendo l'angolo di pressione, riduce le forze d'urto ma aumenta l'errore di trasmissione sotto carico [1].

## Errore di Trasmissione

L'errore di trasmissione è il fattore più importante nella generazione di rumore degli ingranaggi. Esso può essere definito, per una coppia di ruote dentate, come la differenza tra la posizione effettiva dell'ingranaggio condotto e la posizione che questo occuperebbe nel caso di moto cinematicamente ideale:

$$(\vartheta_1 r_1 = \vartheta_2 r_2)$$

Esso è matematicamente definito come:

$$TE = \vartheta_2 - z_1/z_2 \vartheta_1 \text{ (rad)}$$

$$\text{o equivalentemente, } TE = R_{b2} (\vartheta_2 - z_1/z_2 \vartheta_1) \text{ (mm)}$$

ove  $\vartheta_1$  è la rotazione della ruota conduttrice,  $\vartheta_2$  è la rotazione della ruota condotta  $R_{b2}$  è il raggio di base della ruota condotta (Figura 7). La definizione è appropriata sia per denti sottoposti a carico, sia per denti non caricati:

- L'errore di trasmissione di costruzione (Manufactured Transmission Error – MTE), è presente per via di errori geometrici, ossia di profilo, di passo, di eccentricità e di elica dovuti agli scostamenti di produzione. È misurato facendo ruotare gli ingranaggi in contatto singolo tra i fianchi (interasse nominale e gioco circonferenziale da progetto) in assenza di carico.
- L'errore di trasmissione sotto carico (Loaded Transmission Error – LTE) è analogo in linea di principio al MTE ma comprende l'effetto delle deformazioni dei denti dovute al carico. È influenzato principalmente dalla variazione di ricoprimento durante l'ingranamento e dalla conseguente variazione di deflessione del dente sotto carico, dunque dalla rigidità di ingranamento.

### Errore di Trasmissione di costruzione (MTE)

Lo spettro in frequenza di una tipica misura dell'errore di trasmissione sotto carico mostra la frequenza di ingranamento (e le sue armoniche), ed una componente alla frequenza di rotazione dell'albero dovuta all'eccentricità delle ruote (runout) [4]. È stato mostrato che c'è una relazione diretta tra l'errore di trasmissione di costruzione ed il rumore ed in generale è stato trovato che un raddoppio del MTE causa un aumento del rumore della trasmissione di 6-8 dB [1].

### Errore di Trasmissione sotto carico (LTE)

L'errore di trasmissione sotto carico, nel caso di ingranaggi funzionanti a bassa velocità, è composto da due componenti [1]:

- Una componente costante dovuta alla cedevolezza media del dente. Questa componente è determinante per il dimensionamento delle modifiche microgeometriche di profilo (spoglie di testa), ma ha impatto assai minore per quanto riguarda il contributo alla frequenza di ingranamento;
- Una componente variabile nel tempo che è funzione della geometria del dente e della variazione della rigidità d'ingranamento, così come dell'errore di trasmissione di costruzione. Questa componente contribuisce pesantemente al rumore alla frequenza d'ingranamento.

Quando gli ingranaggi funzionano ad alte velocità, agli effetti menzionati, deve essere aggiunta una componente dinamica che è funzione delle caratteristiche dinamiche del sistema (errore di trasmissione dinamico).

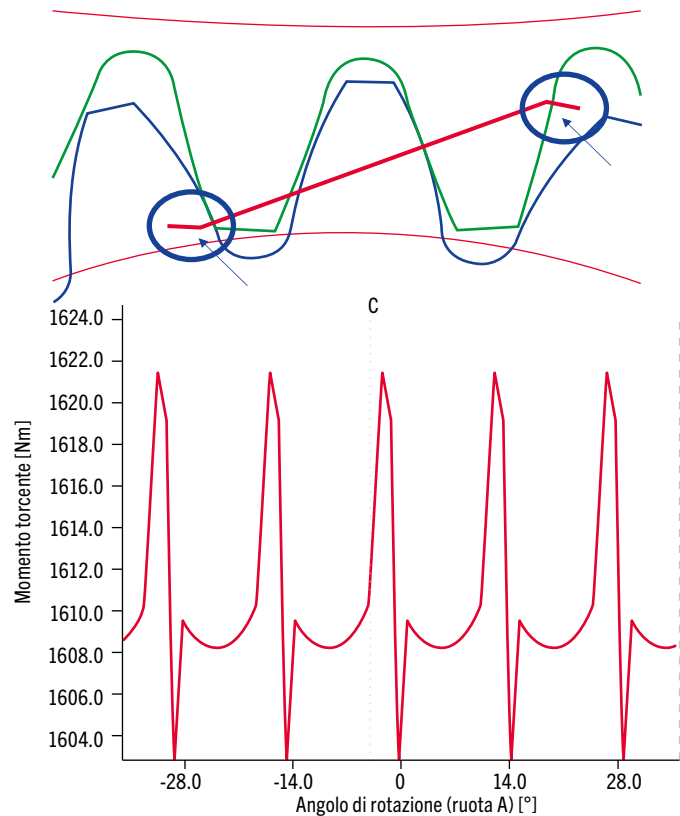


Fig. 10 - Urti tra denti (contact shock) causati dalle deformazioni e oscillazione del momento torcente (calcolo effettuato mediante il software KISSsoft)

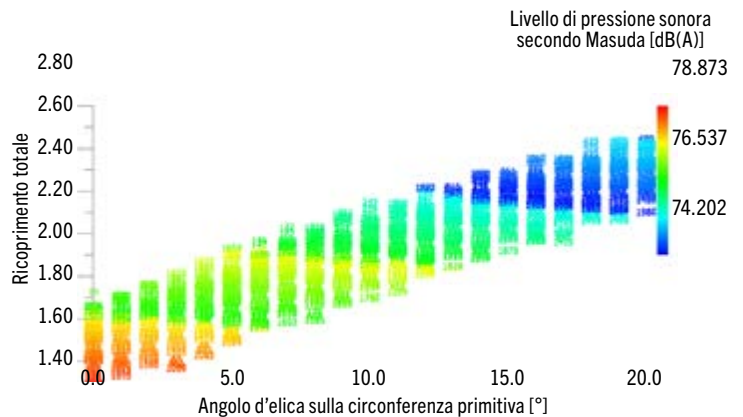


Fig. 11 - Progettazione di precisione di un ingranaggio cilindrico in KISSsoft e valutazione del livello di pressione sonora secondo Masuda

Miglioramento di Progetto	Riduzione in dB	Commenti
Ingranaggi Elicoidali	0-20	Rispetto ai denti dritti, gli errori di lavorazione hanno meno effetto.
Aumento del rapporto di condotta	0-9	Non dà grossi miglioramenti al di sopra di 3.0 a meno che non si realizzino modifiche d'elica e di profilo progettate mediante analisi di contatto (LTCA).
Bombatura longitudinale	2-8	Compensa i disallineamenti e le deformazioni degli alberi.
Modifiche di profilo	5	Meglio per ingranaggi a denti dritti.
Finitura superficiale	0-7	Dipende dalla finitura iniziale.
Lappatura	0-10	Per profili di scarsa qualità.
Riduzione angolo di pressione	<3	Riduce la rigidità del dente, riduce gli effetti dell'eccentricità, aumenta il rapporto di condotta.

Fig. 12 - Effetti di vari parametri di progetto sul rumore degli ingranaggi

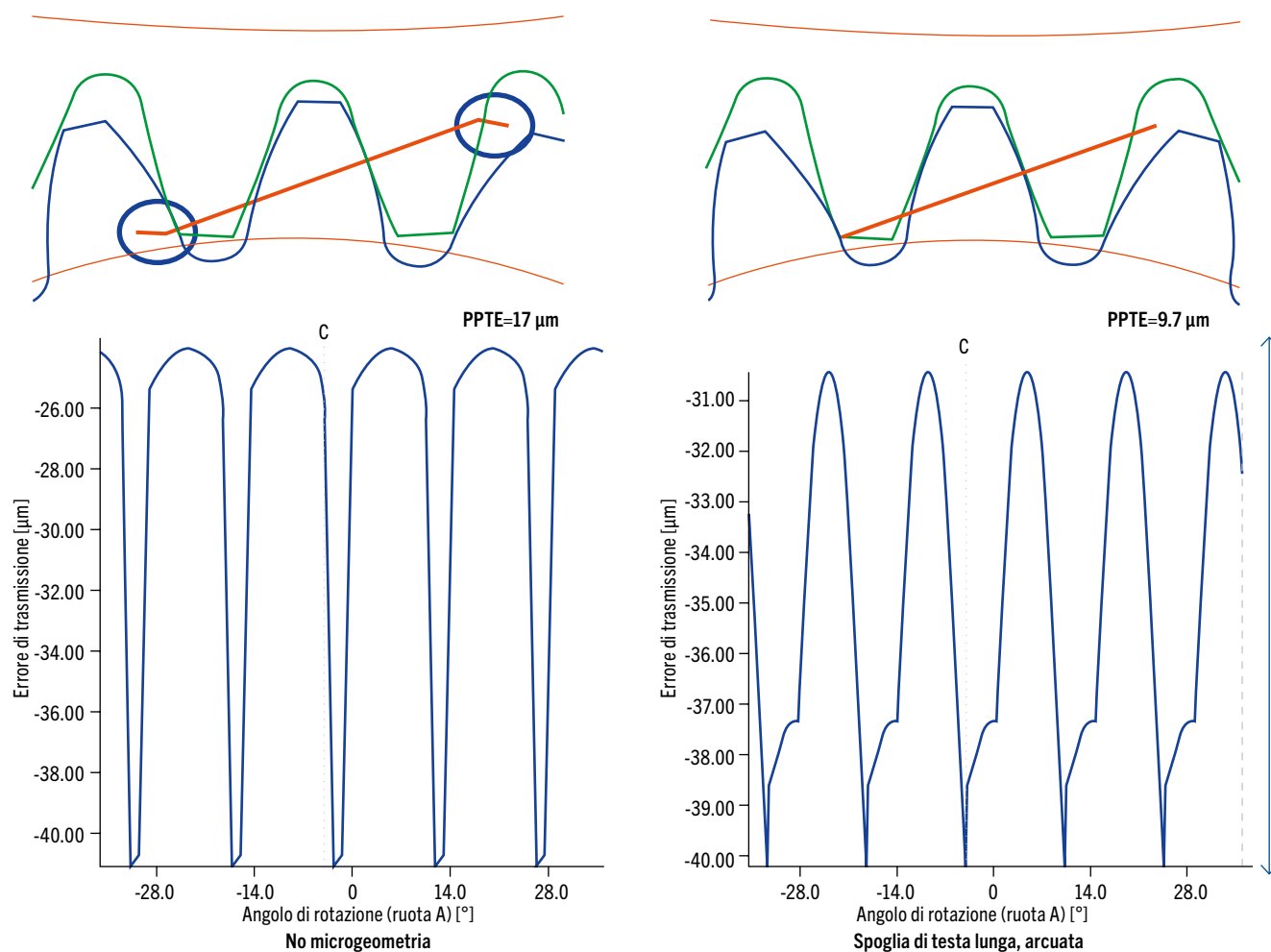


Fig. 13 – Effetto della microgeometria su contact shock ed errore di trasmissione picco-picco (calcolo effettuato mediante il software KISSsoft)

## Urti tra i denti

Gli urti tra i denti (contact shock) si verificano quando le deformazioni e/o gli errori di passo fanno sì che il contatto avvenga prematuramente in testa al dente [1].

Tale contatto prematuro ha luogo fuori dalla retta di azione a causa di una differenza di velocità normale al contatto tra i denti.

Questa differenza di velocità si traduce in urti in testa ai denti e dunque in forze dinamiche elevate che causano non soltanto elevati livelli di rumorosità alla frequenza di ingranamento, ma anche una riduzione significativa della durata a fatica del dente.

## Forze dinamiche d'ingranamento

Le forze dinamiche d'ingranamento sono il risultato sia delle variazioni della rigidità d'ingranamento che degli errori di trasmissione [1].

Queste forze si trasmettono attraverso i cuscinetti alla carcassa. Sebbene le forze siano un mezzo intuitivo per osservare i risultati dell'eccitazione di ingranamento, le eccitazioni fondamentali sono le variazioni della rigidità d'ingranamento ed i risultanti errori di trasmissione.

## La formula di Masuda

T. Masuda ha proposto una formulazione semi-analitica per la predizione della rumorosità di un ingranaggio [9], implementata nel software di calcolo KISSsoft. In accordo a tale formulazione, la rumorosità di un ingranaggio espressa in dB(A) ad 1m dal punto di ingranamento, è data da:

$$L[\text{dB(A)}] = \frac{20 \left[ 1 - \tan \frac{\beta}{2} \right] \sqrt[8]{u}}{\sqrt[4]{\epsilon_\alpha}} \sqrt{\frac{5.56 + \sqrt{v}}{5.56}} + 20 \log W + 20 \log \bar{X} + 20$$

dove  $\beta$  è l'angolo d'elica,  $u$  il rapporto di riduzione,  $\epsilon_\alpha$  è il rapporto di ricoprimento in sezione trasversale,  $v$  la velocità al diametro di riferimento,  $W$  la potenza trasmessa in kW,  $\bar{X}$  è l'ampiezza dell'errore di trasmissione picco-picco (PPTE). Tale formulazione è implementata nel software di calcolo KISSsoft e può essere utilizzata in fase di progettazione al fine di ottimizzare il livello di emissione acustica di un ingranaggio.

## Riduzione del rumore di una trasmissione

Nel manuale degli ingranaggi di Dudley [1], il prof. Houser evidenzia gli effetti di vari parametri di progetto sulla riduzione di

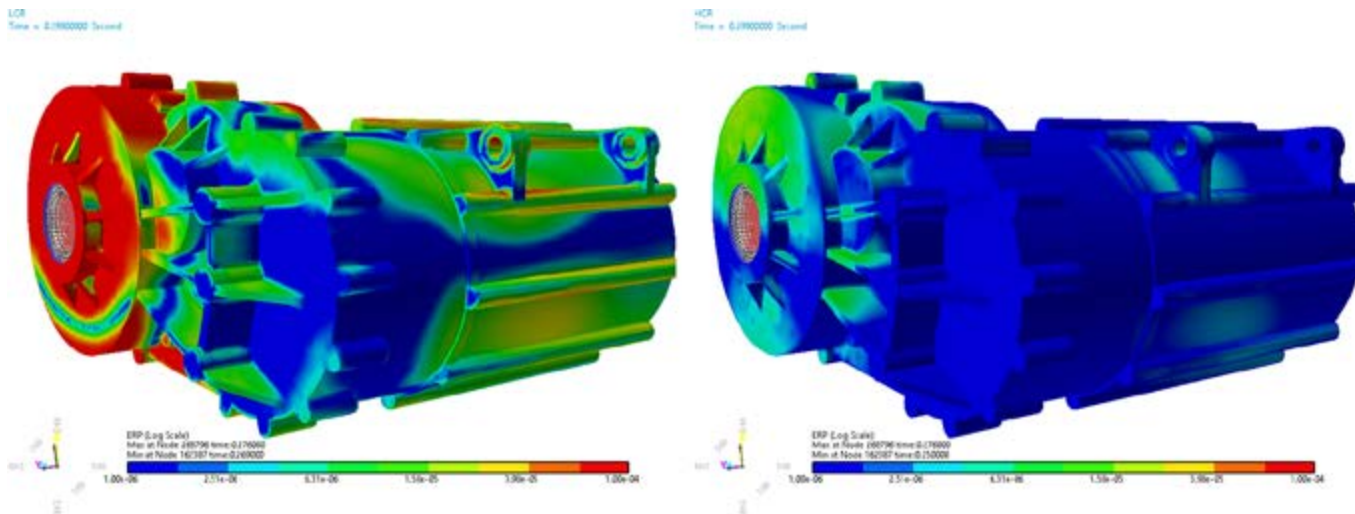


Fig. 14 - Confronto dell'ERP di una carcassa per ingranaggi con diverso rapporto di ricoprimento (LCR, HCR)

rumore degli ingranaggi. Si riporta in Figura 12 una sintesi dei principali.

### Minimizzazione dell'eccitazione

La minimizzazione dell'eccitazione di ingranamento si realizza solitamente mediante la minimizzazione dell'errore di trasmissione al carico di funzionamento. Ciò si ottiene mediante adeguate modifiche di profilo e di elica al fine di compensare le deformazioni degli alberi. È mostrato in Figura 13, in relazione ad un ingranaggio a denti dritti, l'effetto di una modifica di profilo (spoglia di testa lunga, arcuata) opportunamente dimensionata: minimizzazione dell'errore picco-picco ed eliminazione degli urti tra denti (contact shock). La riduzione della eccitazione di ingranamento si riflette in una riduzione della rumorosità tonale (gear whine) dell'ingranaggio, solitamente percepita dall'utilizzatore come un fastidioso fischio ad elevata frequenza. Svariate tecniche per la minimizzazione dell'errore di trasmissione sono illustrate in [1,2,3,4,8].

### Gear Rattle

In ingranaggi poco caricati e nelle trasmissioni con grandi eccitazioni torsionali variabili nel tempo, quali le trasmissioni eccitate da un motore a combustione interna con scarso frazionamento, le ruote dentate possono, per effetto dei giochi, perdere il contatto e riprenderlo con un impatto [1]. Questi impatti sono ripetitivi, sicché si verifica il fenomeno del rattle (battimento). Il rattle può essere ridotto mediante un dimensionamento opportuno dei giochi di ingranamento, controllando gli errori di passo (fpt) e riducendo gli effetti delle risonanze eccitate dagli impatti dei denti. Tuttavia, giacché il rattle noise è un problema di dinamica di un sistema non-lineare, è difficile generalizzare e ciascun problema richiede la propria analisi [1].

### Ottimizzazione vibrazionale della carcassa

L'ottimizzazione strutturale della carcassa è un compito assai complesso e a tal fine è necessario l'utilizzo di modelli di cal-

colo multibody a corpi flessibili, ove sia stata preventivamente eseguita opportuna correlazione modale sperimentale. Al fine di minimizzare l'energia di vibrazione della carcassa, è calcolato l'Acoustic equivalent radiated power (ERP), definito come:

$$e_{ERP} = f_{RLF} \cdot \frac{1}{2} \cdot C \cdot \rho \cdot \sum (A_i \cdot v_i^2)$$

dove  $f_{RLF}$  il fattore di perdita nella radiazione,  $C$  è la velocità del suono,  $\rho$  è la densità di un materiale target che trasferisce la vibrazione (ad esempio l'aria),  $A_i$  è l'area dell' $i$ -esimo elemento della superficie e  $v_i$  è la relativa velocità normale superficiale. In Figura 14, tratta da [8], è presentato a titolo esemplificativo il confronto dell'ERP di una trasmissione automotive con ingranaggi con differente rapporto di ricoprimento (LCR, HCR).

### Ringraziamenti

L'autore ringrazia la KISSsoft AG, rappresentata in Italia dall'Ing. Ivan Saltini (KISSsoft Country Manager) e l'ing. DeRosa (KISSsoft Area Manager) per aver concesso la licenza di utilizzo software e la Gear Transmission Solutions, società specializzata nella progettazione di trasmissioni per la documentazione fornita.

### BIBLIOGRAFIA

- D. Dudley, D. Townsend, Manuale degli Ingranaggi, Tecniche Nuove, 1996
- D. Smith, Gear Noise and Vibration, CRC Press, 2003
- J. Tuma, Vehicle Gearbox Noise and Vibration, Wiley, 2014
- H. J. Stadtfeld, EDrive Transmission Guide, The Gleason Works, 2020
- AGMA 914-B04, "Gear Sound Manual"
- [http://fisicaondemusica.unimore.it/L\\_onda\\_sonora.html](http://fisicaondemusica.unimore.it/L_onda_sonora.html)
- [1] Weber C., Banaschek K.; FVA-Bericht 129 und 134, Elastische Formänderung der Zähne und der anschließenden Teile der Radkörper von Zahnradgetrieben, FVA 1955
- D. Marano et al., "Analisi e simulazione acustica di un assale elettrico"; Organi di Trasmissione, Novembre 2020
- T. Masuda et al., "Prediction method of gear noise Considering the influence of the tooth flank finishing method", Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design, January 1986, Vol. 108/95